

## LNG의 냉온열을 이용한 액화/고화 탄산 제조사이클의 설계

이근식  
기계자동차공학부

### <요 약>

액화 및 고화시스템은 운전시 많은 동력(암모니아 냉각 시스템을 도입할 때 고화탄산 1톤 생산 당 상업적으로 260 kW 정도의 동력이 필요)이 소요된다. LNG가 보유한 냉열과 발열량(LNG의 냉온열)을 효율적으로 이용하기 위하여, 본 연구에서는 액화/고화 탄산 제조사이클과 이의 동력원인 가스터빈의 조합사이클을 설계하였다. LNG의 발열량은 가스터빈의 연소열로 사용되었으며, LNG의 냉열은 액화/고화 탄산 제조사이클의 응축기 냉각용으로 또 가스터빈의 압축기 입구온도 저감용으로 사용되었다. 이에 따라 액화/고화 탄산 제조사이클의 압축동력이 기존의 암모니아 냉동식 보다 50%이상 감소되었으며, 가스터빈에서도 압축동력이 감소함에 따라 상대적으로 순일이 증가되었다. 결과로서 고화탄산 생산 비율에 따라 CO<sub>2</sub> 사이클 측의 설계변수들(압축동력, 유량, 온도, 냉열용 소요 LNG 유량)과 가스터빈의 작동특성 및 최대출력조건에서 설계변수들(순일, 효율, 유량, 온도, 연료용 및 냉열용 LNG 유량)이 제시되었다. 실제 사용될 때를 위해, 본 조합사이클의 운전 변수들에 대한 설계 맵도 함께 제시하였다.

## Design of liquid/solid carbon dioxide production cycle using LNG cold/hot energy

Geun Sik Lee  
School of Mechanical & Automotive Engineering

**<ABSTRACT>**

When operating liquefaction/solidification systems, large compression power is required, frequently amounting to 260 kW in the case of a commercial dry ice production cycle with ammonia cooling. This can be solved by utilizing liquefied natural gas(LNG) cold energy in CO<sub>2</sub> condenser. In this study, a combined cycle is devised and simulated to reduce the compression power and to use the overall energy contained in LNG. The combined cycle is composed of two cycles; one is an open cycle of liquid/solid carbon dioxide production cycle utilizing LNG cold energy in CO<sub>2</sub> condenser and the other is a closed gas turbine cycle which supplies power to the CO<sub>2</sub> cycle, utilizes LNG cold energy for lowering the compressor inlet temperature, and uses the heating value of LNG in the burner. The power for the CO<sub>2</sub> cycle operation is investigated in terms of the related properties including mass flow rates of the compressor and temperatures in the pre-cooler as a function of a production ratio of solid CO<sub>2</sub>. The gas turbine operating characteristics, such as net work and efficiency, are also shown as a function of compression pressure ratio. When the combined cycle is operated at the maximum power condition of the gas turbine, the related mass flow rates (such as mass flow rate of the gas turbine working fluid and mass flow rates of LNG used for both fuel and cold energy) is presented as a function of a production rate of solid CO<sub>2</sub>. The present study shows that much reduction in compression power (less than 50% of power used in conventional dry ice production cycle) and CO<sub>2</sub> condenser pressure could be achieved by utilizing LNG cold energy and high efficiency (55.3% at maximum power condition) in the gas turbine could be accomplished with the adoption of compressor inlet cooling and regenerator. For practical use, a design-purpose map of operating parameter of the combined cycle is also presented.

**1. 서론**

최근 우리나라의 에너지 수입비용은 연간 약 220억 달러로 전 수입량의 상당한 부분을 차지하고 있다. 또한 산업의 급속한 발달과 에너지 소비 패턴의 변화로 인하여 에너지 소비가 날로 증가하고 있다. 이러한 에너지 발생은 많은 경우 연료의 연소에 의하여 이루어진다. 연료의 연소와 화학 공정에서 발생하는 이산화탄소는 그 막대한 양 때문에 지구온난화[1-3]의 주범이 되고 있다. 이에 따라 지구온난화 방지와 지구환경보전 차원에서 탄소세의 부과에 대한 움직임이 전 세계적으로 확산되고 있으며, 우리나라도 이에 대한 대책을 세우고 있다.

천연가스(Natural gas, NG)가 연료로서 최근에 각광을 받는 이유는 LPG, 경유 등에 비해 유황산화물, 일산화탄소, 질소산화물 등의 공해물질이 거의 없기에 대기공해를 줄여 환경개선에 크게 이바지할 것으로 기대되기 때문이다. 또한 파이프라인이나 선박을 이용한 수송의 편의성 때문에 세계 각국, 국내에서 에너지원으로 그 비중이 점차 높아지고 있다. 천연가스는 87년 초부터 시작된 도시가스용 및 발전용 연료로 공급된 이래 87년 189만 톤

에서 91년 278만 톤으로 사용량이 증가하였다. 정부의 에너지 다변화의 방안으로 더욱 그 사용량이 많아지고 수도권 일대의 2006년에 65%의 보급률 목표로 확대하여 860만 가구에 천연가스를 보급할 계획이며 그 양은 1405만 톤에 이를 것으로 추산된다.

이런 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)의 효율적인 활용방안으로 LNG가 보유하고 있는 냉열(-162℃에서 0℃까지 약 800 kJ/kg)을 활용하는 방안에 대한 최근의 연구 결과들[4-8]이 있으며, 일부는 실용단계에 있다. 특히 초저온 일정 부하를 요구하는 에너지 시스템에 LNG의 냉열이 사용될 때 효과적이다. 일본은 세계 수입물량의 57.3%에 해당되는 LNG물량을 수입하고 있으므로 LNG인수기지의 수가 많으며 LNG냉열산업이 기지마다 시행되고 있다. LNG냉열의 이용량은 LNG도입량의 63%이며 그 중에서 냉열발전에 84%가 이용되며 공기액화에 14% 기타 2%로 사용된다. 에너지의 부존자원이 부족한 우리나라 실정을 고려해볼 때 LNG의 냉열을 이용한 에너지시스템을 설계하고 상용화하는 기술개발이 절실하다.

따라서 에너지 소비패턴을 바꾸는 정책적 유도과 재정적 지원, 에너지를 합리적으로 이용하는 에너지시스템의 설계, 이산화탄소의 배출량을 직접 또는 간접으로 억제할 수 있는 방안을 찾는 것은 시급한 과제이며 시대적 요청이라 할 수 있다. 산업공정에서 발생하는 이산화탄소를 분리회수하고 액화 또는 고화하여 용도(청량음료 제조, 냉각, 용접, 주물공업, 대형주강의 기포방지, 산화방지제, 식물성장 촉진제, 소화제, 살충제 제조 등)에 맞게 재사용하는 것은 대기오염을 간접적으로 줄이는 동시에 열역학적으로도 흥미로운 대상이다. 그러나 국내의 액화/고화 탄산 제조시스템의 설계 및 운영은 대부분 외국기술에 의존하고 있다[9]. 가스의 액화는 액화온도가 낮을수록 많은 동력이 소모되므로 액화시스템은 에너지의 합리적인 이용 측면에서 설계되는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 LNG의 냉열과 발열량을 동시에 효율적으로 이용하는 이산화탄소 액화/고화 시스템을 열역학적으로 설계하고자 한다. 액화/고화 탄산 제조시스템의 동력원인 가스터빈은 폐쇄 브레이튼 사이클로서 작동매체로서 불활성가스인 질소를 사용하며 LNG를 연소시켜 고온열원으로 사용하며, LNG의 냉열을 이용하여 가스터빈의 압축기 입구온도를 낮추어 압축기의 소요동력을 줄이고 터빈 출구의 배열은 연소기 입구의 질소와 열교환함으로써 연료소모를 줄인다. 한편 이산화탄소 액화/고화 시스템에서는 이산화탄소의 응축기에서 암모니아 냉동시스템을 이용하는 대신에 LNG의 냉열을 이용하여 응축함으로써 압축동력을 줄인다. 연구내용으로는 액화탄산과 고화탄산의 생산 비율에 따른 압축동력을 산출하고, 이의 동력원으로 폐쇄사이클로 작동되는 가스터빈의 작동특성을 파악한다. 액화탄산과 고화탄산의 생산 비율에 따른 연료로 사용되는 LNG의 유량과 냉열로 사용되는 LNG의 유량을 산출한다. 이 설계된 시스템을 기존의 이산화탄소 액화/고화 시스템과 비교한다.

## 2. 해석

### 2.1 가스터빈-액화/고화 탄산 제조장치

Fig. 1에 가스터빈-액화/고화 탄산 제조시스템의 개략도를 도시하였다. 가스터빈 측의 T-s 선도와 액화/고화 탄산 제조시스템의 P-h 선도를 Fig. 2에 도시하였다.

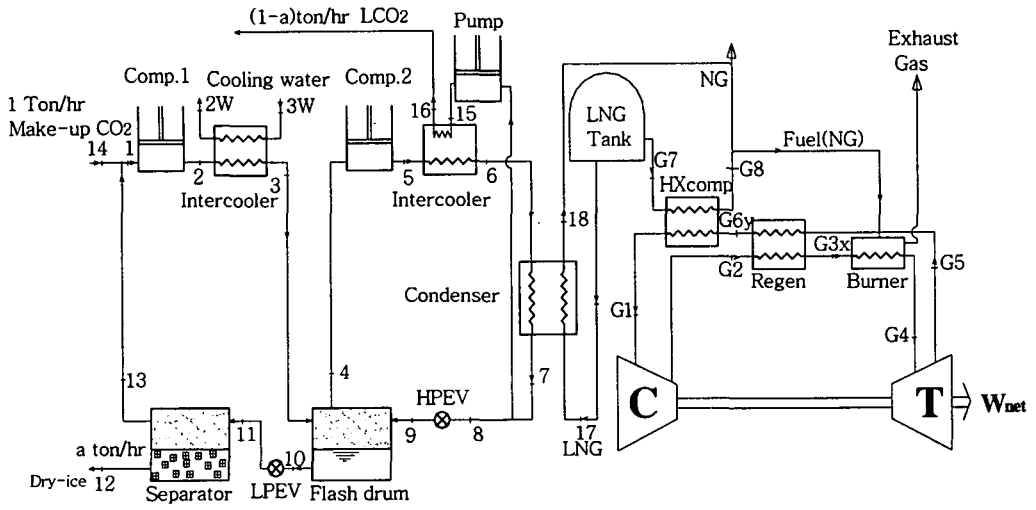
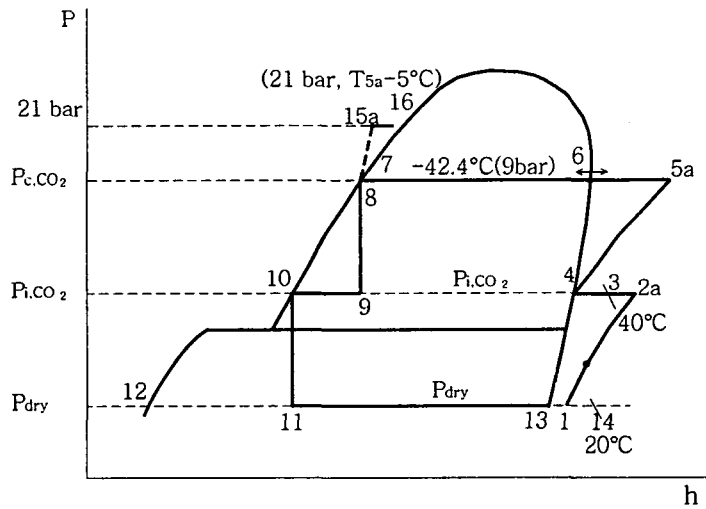


Fig. 1 Schematic diagram of a liquid/solid CO<sub>2</sub> production cycle with a closed gas turbine cycle.



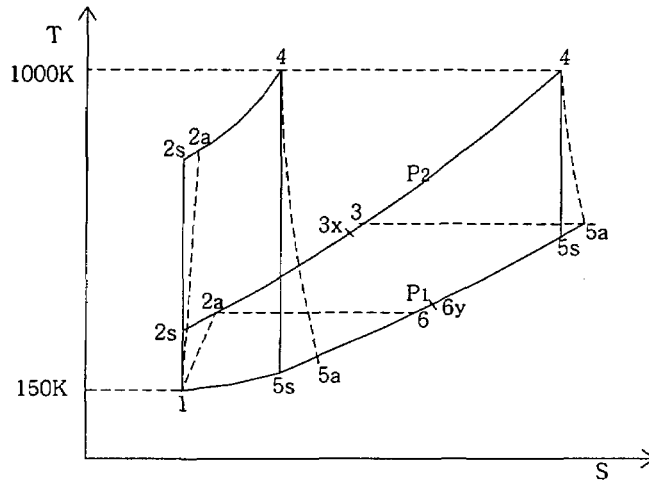


Fig. 2 P-h diagram for the liquid/solid CO<sub>2</sub> production cycle and T-s diagram for the gas turbine cycle.

원료 이산화탄소는 2단 압축과 중간냉각을 거친 후 응축기에서 액화천연가스로 냉각된다. 냉각액의 일부 (1-a) ton/hr는 액화탄산을 생산하는 데로 보내어지고, 나머지 a ton/hr는 고화탄산을 생산하는 곳으로 보내어진다. 고화탄산을 생산하는 회로에서는 스로틀링(throttling) 과정을 통하여 저압저온의 습증기 상태로 된다. 플래쉬 드럼에서 분리된 액은 다시 재차 스로틀링 과정을 통하여 고체와 증기의 포화상태로 된다. 분리기에서 포화증기는 1 ton/hr의 보충 이산화탄소 가스와 함께 저압 압축단에 유입되며, a ton/hr의 고체탄산은 가압 성형하면 드라이아이스가 된다. 이 사이클에서 이산화탄소의 응축부는 LNG의 냉열을 이용하여 9 bar의 포화압력에 해당하는 포화온도(-42.4° C)까지 냉각된다. 여기서 압축동력을 줄이기 위하여 저압부 압축과정 출구 증기를 물로 냉각한 후, 다시 플래쉬 드럼에서 냉각시켰으며, 고압부 압축기 출구 증기는 압축된 액화탄산으로 냉각하였다.

가스터빈은 동력원으로 폐쇄브레이튼 사이클로 작동되며 작동매체로서 불활성가스인 질소를 사용한다. LNG를 연소시켜 고온열원으로 사용하며, LNG의 냉열을 이용하여 가스터빈의 압축기 입구온도를 낮추어 압축기의 소요동력을 줄이고 터빈 출구의 배열을 이용하여 연소기 입구의 온도를 높여서 연소기의 순 공급열량을 감소시킴으로써 사이클 효율을 높인다.

사이클 해석을 위해 물성치 프로그램[10]을 이용하였으며, 시뮬레이션을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 액화탄산과 고화탄산의 총생산량은 1 ton/hr로 한다. 냉열을 사용할 수 있는 LNG의 양은 충분하다. 이산화탄소 사이클에서 저압단 입구는 과열증기 상태이며 고압단 입구는 포화증기 상태이다. 2단의 스로틀링과정에서 입구상태는 포화액의 상태이다. 배관에서의 압력강하는 무시하며, 플래쉬 드럼들과 분리기에서 외부로의 열전달은 무시한다. 에너지 식에서 운동에너지와 위치에너지 항들은 무시한다. 여기서 LNG의 냉열을 이용한 이산화탄소의 응축압력은 9 bar로 추천되고 있으므로[9] 이를 기준으로 하여 시뮬레이션 조건을 Table 1과 같이 정하였다. 각 장치에 대한 연속방정식과 에너지 식은 다음과 같다.

## 2.2 액화/고화 이산화탄소 제조사이클의 각 구성장치의 해석

(1a, 1b, 1c)

Table 1 Simulation conditions for a liquid/solid CO<sub>2</sub> production cycle with LNG cooling.

Liquid/Solid CO <sub>2</sub> cycle		Gas turbine cycle	
Variables	Values	Variables	Values
Compressor/Pump efficiency	85 %	Compressor efficiency	85 %
Condenser pressure of CO <sub>2</sub> , P <sub>c, CO2</sub>	9 bar	Turbine efficiency	90 %
Intermediate pressure of CO <sub>2</sub> , P <sub>i, CO2</sub>	5.5 bar	Regenerator efficiency	95 %
Make-up CO <sub>2</sub> temperature, T <sub>14</sub>	20°C	Compressor inlet temperature	150 K
Separator pressure, P <sub>dry</sub>	1.03 bar	Compressor inlet pressure	1.013 bar
Cooling water inlet temperature, T <sub>3w</sub>	15°C	Turbine inlet temperature	1000 K
Cooling water outlet temperature, T <sub>2w</sub>	25°C	Turbine inlet pressure	5-45 bar
LNG inlet temperature in condenser, T <sub>17</sub>	-152.67°C	LNG outlet temperature in HXcomp, T <sub>G8</sub>	273.15 K
LNG outlet temperature in condenser, T <sub>18</sub>	-50°C		
LCO <sub>2</sub> outlet temperature in pre-cooler, T <sub>16</sub>	(T <sub>5a</sub> -5)°C		
CO <sub>2</sub> outlet temperature in intercooler, T <sub>3</sub>	40°C		

액화탄산과 고화탄산의 총생산량은 1 ton/hr로 가정하였으므로, 고화탄산의 생산량을 a ton/hr 라 하면 액화탄산의 생산량은 (1-a) ton/hr가 된다. 따라서 보충가스의 유입량 m<sub>14</sub>, 고화탄산의 질량유량 m<sub>12</sub>, 액화탄산의 질량유량 m<sub>15</sub>는 다음과 같다.

$$m_{14} = \frac{1000}{3600}, \quad m_{12} = \frac{1000}{3600} a, \quad m_{15} = \frac{1000}{3600} (1-a) \quad [kg/s]$$

- 분리기(separator):

분리기에 대한 에너지 식으로부터 건도 x<sub>11</sub>이

$$x_{11} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{13} - h_{12}} \quad (2)$$

얻어지며, 분리기에서 방출되는 포화증기의 질량유량 m<sub>13</sub>은 다음 식으로 주어진다.

$$m_{13} = \frac{m_{13}}{m_{12}} m_{12} = \frac{x_{11}}{1-x_{11}} \frac{1000}{3600} a \quad [kg/s] \quad (3)$$

저압압축기 유입부분의 세 상태점 1, 13, 14들을 검사체적으로 한 에너지 식은

$$m_1 h_1 = m_{14} h_{14} + m_{13} h_{13} \quad (4)$$

이며, 저압압축기 유입부분에 대한 연속방정식으로부터 압축기 제1단에서의 질량유량 m<sub>1</sub>이 계산된다.

$$m_1 = m_{13} + m_{14} = \left( \frac{a \cdot x_{11}}{1-x_{11}} + 1 \right) \frac{1000}{3600} \quad [kg/s] \quad (5)$$

- 플래쉬 드럼(low-pressure flash drum):

플래쉬 드럼에 대한 다음의 에너지 식과 연속방정식으로부터 압축기 제2단에서의 질량 유량  $m_4$ 가 계산된다.

$$m_{10} = m_{13} + m_{12} = \frac{1000}{3600} \frac{a}{1-x_{11}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6)$$

$$m_3 h_3 + m_9 h_9 = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} \quad (7)$$

$$m_1 = m_2 = m_3 \quad (8)$$

$$m_4 = m_5 = m_6 = m_7, \quad m_{15} = m_{16}, \quad m_8 = m_9 = m_4 - m_{15} \quad (9a, 9b, 9c)$$

로부터  $m_4$ 를  $m_1, h_3, h_4, h_9, h_{10}, a, x_{11}$ 로 표시하면 다음 식으로 된다.

$$m_4 = \frac{m_1}{h_4 - h_9} \left[ h_3 - \frac{(1-x_{11})(1-a)h_9 + ah_{10}}{1-x_{11}(1-a)} \right] \quad (10)$$

위의  $m_4$ 에 대하여 양쪽 극한값인  $a=1$ 일 때와  $a=0$ 일 때의 값을 구하면,  $a=1$ 일 때는

$$m_4 = \frac{m_1(h_3 - h_{10})}{h_4 - h_9} \quad (10a)$$

가 얻어지며,  $a=0$ 일 때는  $h_3=h_4$  이므로 다음 식으로 되어 두 경우에 대한 타당성을 확인할 수 있다.

$$m_4 = \frac{m_1(h_3 - h_9)}{h_4 - h_9} = m_1 \quad (10b)$$

- 압축기(compressor):

압축기의 등엔트로피 효율의 정의  $\eta_C$ 로부터 다음의 압축기의 출구 엔탈피가 계산된다.

$$h_{ea} = h_i + \frac{h_{es} - h_i}{\eta_C} \quad (11)$$

여기서, 하첨자 e 는 압축기의 출구상태 2,5를, 하첨자 i 는 압축기의 출구상태 1,4를 각각 표시한다. 하첨자 a 는 실제과정을, 하첨자 s 는 등엔트로피 과정을 표시한다. 이들 정의로부터 압축기 각 단의 압축동력과 총압축동력은 다음과 같다.

$$W_{C1} = m_1(h_{2a} - h_1) \quad (12a)$$

$$W_{C2} = m_4(h_{5a} - h_4) \quad (12b)$$

$$W_{P\ CO2} = m_{15}(h_{16} - h_{15a}) \quad (12c)$$

$$W_{CO2} = W_{C1} + W_{C2} + W_{P\ CO2} \quad (12d)$$

-응축기(condenser):

응축기에서는 LNG의 냉열을 이용하여 이산화탄소가 응축되며, 이산화탄소 1 ton/hr 당 소요되는 LNG의 질량유량  $m_{17LNG}$ 는 응축기에 대한 에너지 식으로부터 계산된다.

$$m_{17LNG} = \frac{m_4(h_6 - h_7)}{h_{18} - h_{17}} \quad (13)$$

### 2.3 가스터빈 구성장치의 해석

가스터빈은 작동유체 질소를 사용한 폐쇄 브레이튼 사이클로 작동된다. 이 때 LNG의 발열량은 연소실에서 고온열원으로 사용하며, LNG의 냉열은 가스터빈의 압축기 입구온도를 낮추어 압축기의 소요동력을 줄이는데 사용된다. 터빈 출구의 배열은 연소기 입구에 유입되는 질소와 열교환함으로써 연료로 사용되는 LNG의 소모를 줄인다. 가스터빈은 주어진 압축기 입구온도 및 압력과 터빈 입구온도에서 최대출력조건에서 작동되도록 설계한다. 위의 Table 1의 입력 값과 물성치 프로그램[10]을 사용하여 출력과 효율을 산출한다. 나중에 위의 계산결과와 비교하기 위하여, 질소의 비열이 일정한 경우에 최대출력조건에서 압력비를 해석적으로 산출해 보기로 한다. 편의상 가스터빈의 상태점을 표시하는 하첨자 G를 빼고 쓰기로 한다.

$$\begin{aligned} w_{net} &= w_t - w_c = (h_4 - h_{5a}) - (h_{2a} - h_1) \\ &= C_p \left[ T_4 \eta_t \left(1 - \frac{T_{5s}}{T_4}\right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right) \right] \end{aligned} \quad (14)$$

여 기 서

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = x \quad (15)$$

라 두면,

$$w_{net} = C_p \left[ T_4 \eta_t \left(1 - \frac{1}{x}\right) - \frac{T_1}{\eta_c} (x - 1) \right] = f(x) \quad (16)$$

로 x의 함수가 된다. 이를 미분하여 최대출력이 되는 x를 구하면 다음 식으로 된다.

$$x = \sqrt{\frac{T_4}{T_1} \eta_t \eta_c} \quad (17)$$

이 x값으로부터 최적압력비  $r_p$ 를 구하면 다음으로 된다.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = x^{\frac{k}{k-1}} \quad (18)$$

위의 식에  $T_1=150$  K,  $T_4=1000$  K,  $\eta_t=0.9$ ,  $\eta_c=0.85$ ,  $k=1.4$ 를 대입하면  $r_p=17.3$ 이 얻어진다.

이산화탄소 생산량 1 ton/hr 당 질소의 질량유량  $\bar{m}_{N_2}$ 는 다음 식으로 계산된다.



$$\dot{m}_{N_2} = \frac{W_{CO_2}}{w_{net}} \quad [(\text{kg } N_2/\text{s})/(\text{ton } CO_2/\text{hr})] \quad (19)$$

- 연소기(burner)

연소기에 에너지 식을 적용하여 질소 1 kg 당 LNG 연료소모량  $m_f$  가 산출된다.

$$m_f = \frac{h_4 - h_{3x}}{Q_{LHV}} \quad (20)$$

이산화탄소 1 ton/hr 당 LNG 연료소모율  $\dot{m}_f$  는 다음과 같다.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{N_2} m_f \quad [(\text{kg } LNG/\text{s})/(\text{ton } CO_2/\text{hr})] \quad (21)$$

- 압축기 입구 열교환기(HXcomp)

압축기 입구 열교환기에 에너지 식을 적용하여 질소 1 kg 당 LNG 냉열용 질량  $m_{LNG}$  가 산출된다.

$$m_{LNG} = \frac{h_6 - h_1}{h_8 - h_7} \quad (22)$$

이산화탄소 1 ton/hr 당 LNG 냉열용 질량유량  $\dot{m}_{LNG}$  는 다음과 같다.

$$\dot{m}_{LNG} = \dot{m}_{N_2} m_{LNG} \quad [(\text{kg } LNG/\text{s})/(\text{ton } CO_2/\text{hr})] \quad (23)$$

### 3. 결과 및 토의

본 절에서 고화탄산의 생산량  $a$ 는 0.1-1.0 ton/hr의 범위로 하였다. 결과치는 액화/고화 탄산제조사이클에서는 고화탄산 생산량에 따른 여러 설계변수들을 액화/고화 탄산 1 ton/hr 당 제시하였으며, 가스터빈 사이클에서는 단위 질소 유량 당 여러 설계 변수를 압력비의 함수로 제시하였으며, 마지막으로 연료용 및 냉열용 LNG소요량은 액화/고화 탄산 1 ton/hr 당으로 표시하였다.

#### 3.1 액화/고화 탄산 제조사이클의 작동 특성

Fig. 3에 압축동력을 나타내었다. 총압축동력은 고화탄산의 생산량  $a$ 가 증가함에 따라 48.3 kW에서 69.3 kW으로 증가한다. 액화탄산의 펌핑동력은 거의 무시될 수 있으며, 총압축동력의 약 70%이상을 저압단 압축동력이 차지함을 볼 수 있다. 이는 압축동력은 압력비와 질량유량의 함수인데, Fig. 4에서 살펴보면 고압단 압축기에 유입되는 질량유량  $m_4$ 가 저압단 압축기에 유입되는 질량유량  $m_1$ 보다 크나, 저압단 압축기의 압력비(5.5)가 고압단 압축기의 압력비(1.64)보다 훨씬 높기 때문이다. Fig. 4에서 특기사항은  $a=1$ 일 때  $m_1=m_{10}$ 이고  $m_4=m_8$ 이 됨을 볼 수 있으며, 이는 액화탄산의 생산량이 없으므로 연속 방정식으로부터 당연한 결과이다.

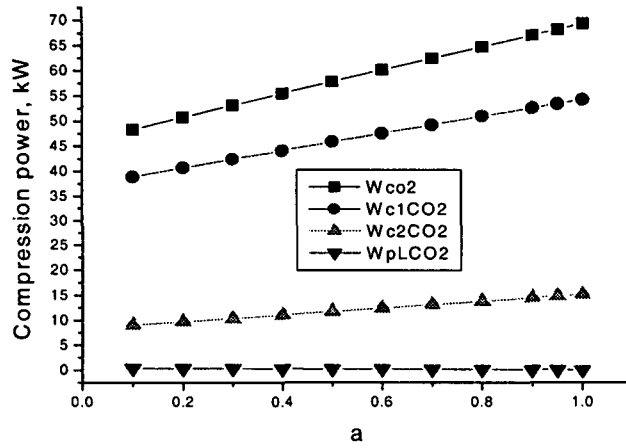


Fig. 3 Compression power as a function of dry ice production rate, a.

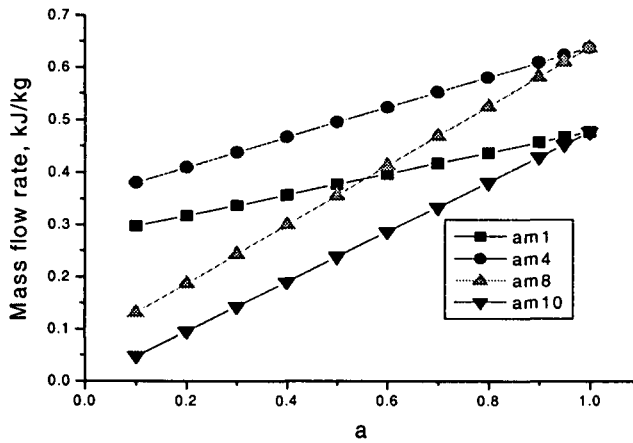


Fig. 4 Mass flow rate as a function of dry ice production rate, a.

고압단 압축기 출구냉각기에 관련된 온도분포는 Fig. 6에서 볼 수 있다. 고화탄산의 생산량 a값에 따라 냉각기 출구온도  $T_6$ 가 증가함을 볼 수 있는데 이는 (Fig. 5의  $m_{15}$ 에서 살필 수 있듯이) 액화탄산의 생산량이 감소함에 따라 냉각열량이 감소하기 때문이다.

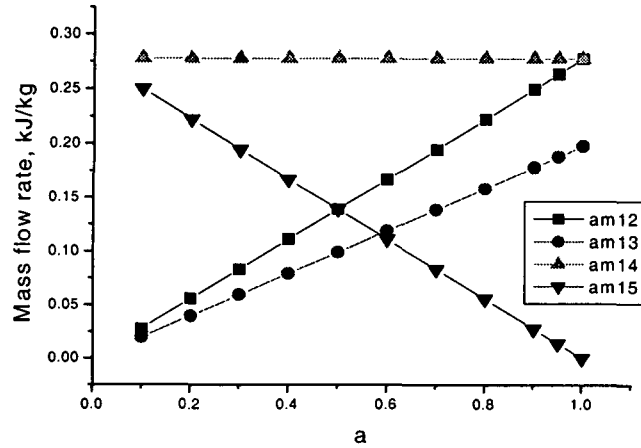


Fig. 5 Mass flow rate as a function of dry ice production rate, a.

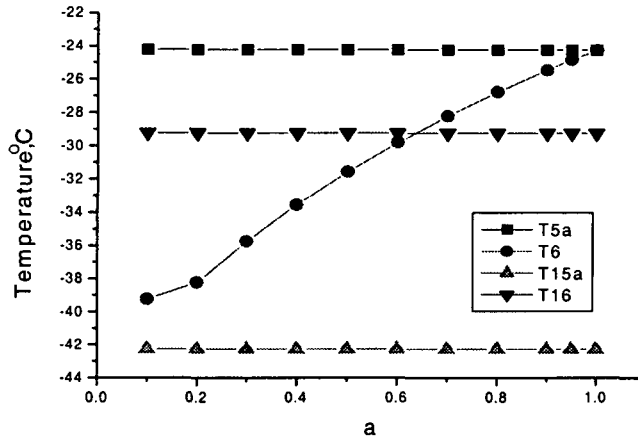


Fig. 6 Temperature in the precooling as a function of dry ice production rate, a.

Fig. 7에서는 응축기의 방열량이 고화탄산의 생산량이 증가함에 따라 증가함을 볼 수 있다. 이는 상대적으로 액화탄산의 생산량이 감소하게 되어 고압단 압축기 출구냉각기에서 방열량이 줄어들게 됨에 따라 응축기의 방열량이 증가하기 때문이다.

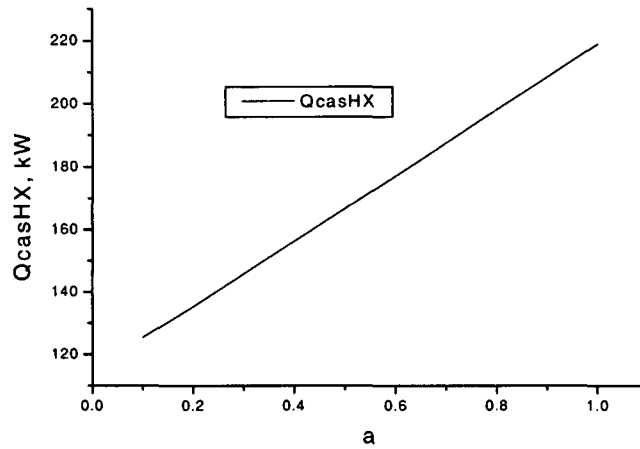


Fig. 7 Heat rejection rate in the condenser as a function of dry ice production rate, a.

### 3.2 폐쇄사이클 가스터빈의 작동 특성

가스터빈의 작동특성은 작동유체인 질소 1 kg 당으로 나타내었다. 압력비  $r_p = 19$  부근에서 최대일을 얻을 수 있음을 Fig. 8에서 볼 수 있다. 이는 Fig. 9에서 터빈과 압축기의 작동 특성에 기인함을 알 수 있다.

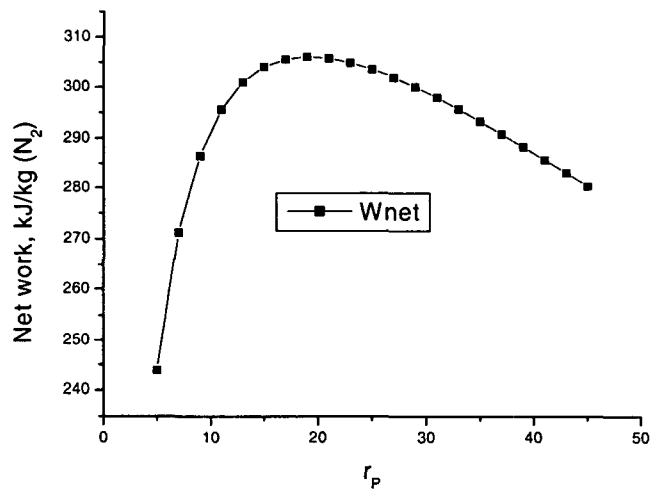


Fig. 8 Net work as a function of  $r_p$ .

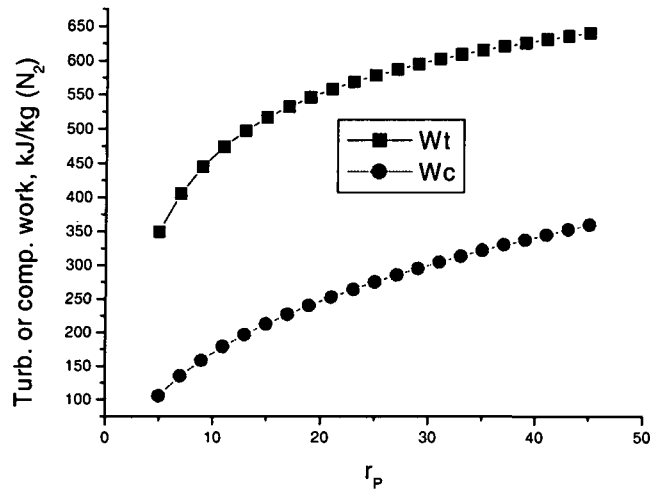


Fig. 9 Turbine and compressor work as a function of  $r_P$ .

압력비에 따른 사이클 효율 특성은 Fig. 10에서 살펴볼 수 있다. 사이클 효율은 압력비 33까지는 재생기가 있는 가스터빈의 효율 특성을 따라 감소하며 이 이후에는 다시 증가함을 볼 수 있다. 이 증가 경향은 Fig. 11에서 공급열량  $Q_H$ 의 감소량이 Fig. 8의 최대일의 감소량보다 크기 때문이다. 공급열량  $Q_H$ 가 감소하는 것은, 압력비 33이후에는 압축기 출구온도  $T_{2a}$ 가 터빈 출구온도  $T_{5a}$ 보다 오히려 높아지기 때문에 재생기가 더 이상 필요하지 않은 이유와 압력비 상승에 따른 압축 출구온도 상승 때문에 발생한 공급열량 감소 특성에 기인한다. 이는 Fig. 12에서 재생기 출구온도  $T_{G3X}$ 와  $T_{G6Y}$ 의 압력비 거동특성에서 확인할 수 있다.

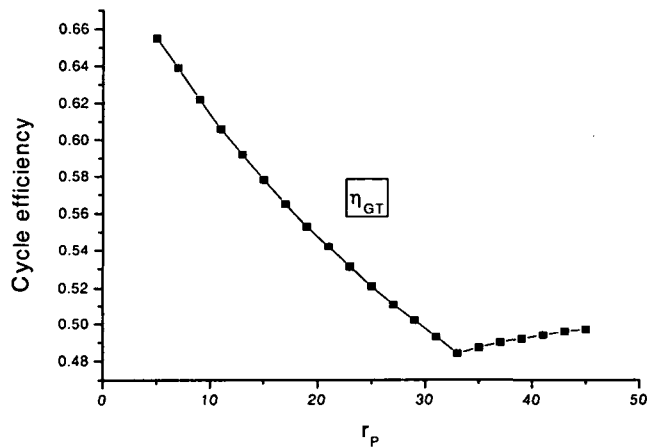


Fig. 10 Cycle efficiency as a function of  $r_P$ .

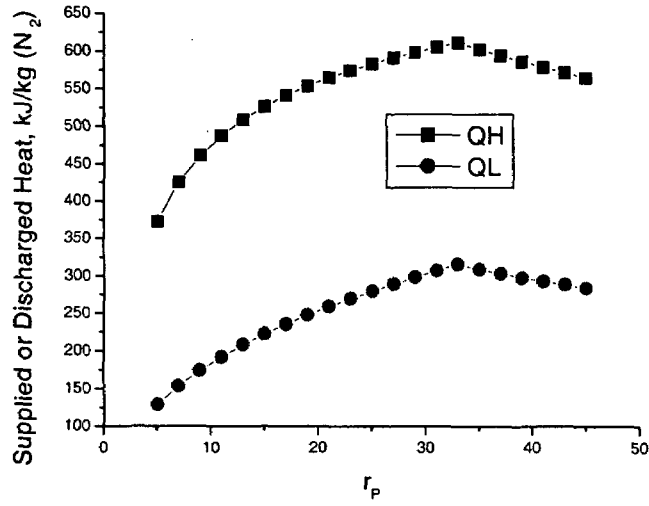


Fig. 11 Supplied or discharged heat as a function of  $r_p$ .

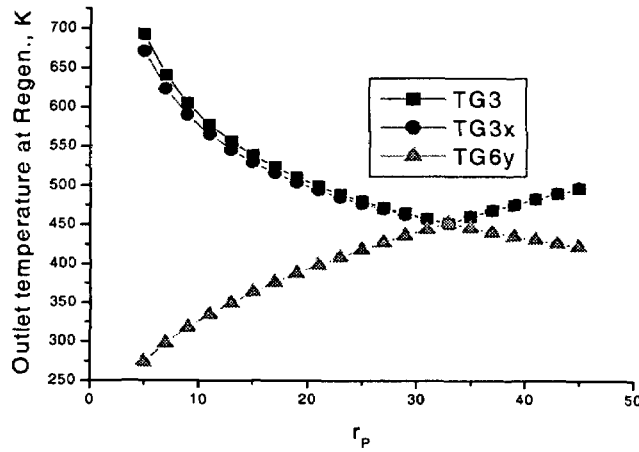


Fig. 12 Outlet temperature at regenerator as a function of  $r_p$ .

질소 1kg 당 압축기 입구냉각용과 연료용 LNG 소요량은 Fig. 13과 Fig. 14에서 각각 볼 수 있다. 두 경우 모두 최소소요량은 압력비 33일 때이다. 이는 에너지 식을 고려하면, 연료용 LNG 소요량은 Fig. 11에서 공급열량  $Q_H$ 의 최대점에 기인하며, 압축기 입구냉각용 LNG 소요량은 재생기 출구온도  $T_{G6y}$ 의 최대점에 기인하기 때문이다.

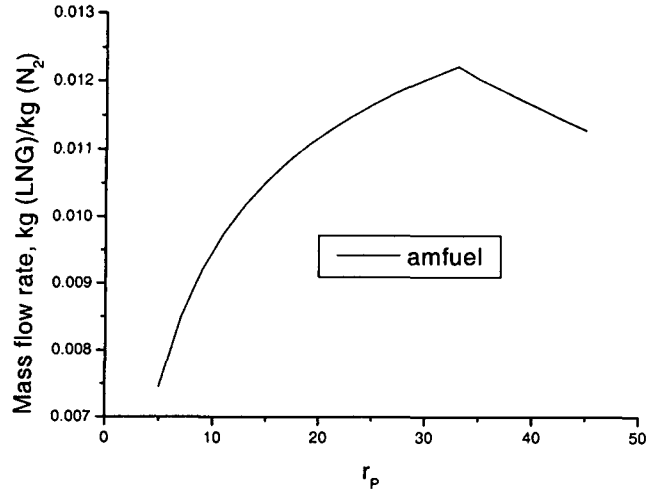


Fig. 13 Mass flow rate of fuel LNG as a function of  $r_p$ .

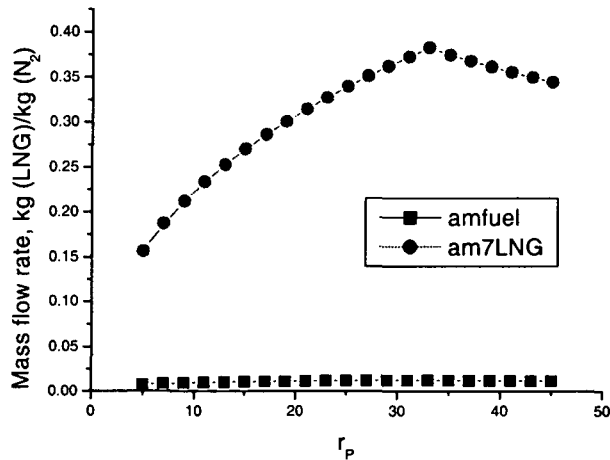


Fig. 14 Mass flow rate of LNG for cooling compressor inlet  $N_2$  as a function of  $r_p$ .

### 3.3 소요 질소의 유량과 LNG의 유량 추정

가스터빈이 최대출력 조건(압력비 19bar)에서 설계될 때, 액화/고화 탄산 1 ton/hr 당 소요되는 가스터빈 축 작동유체 질소의 유량과 연료로 사용되는 LNG의 양과 냉열용으로 사용되는 LNG의 양을 Fig. 15에 도시하였다. 전반적으로 볼 때, 고화 탄산의 생산비율이 증가하면 압축소요동력이 증가하므로 모든 유량이 증가함은 당연하다. 특히 응축기 냉각용 LNG유량은 고화 탄산의 생산비율에 따라 증가율이 큼을 알 수 있다. 유량의 크기를 살펴

보면, 압축기 입구 냉각용 LNG유량(0.048-0.068 kg/s)은 연료용 LNG유량의 약 25-30배이며, 응축기 냉각용 LNG유량은 압축기 입구 냉각용 LNG유량의 약 4-5배임을 볼 수 있다.

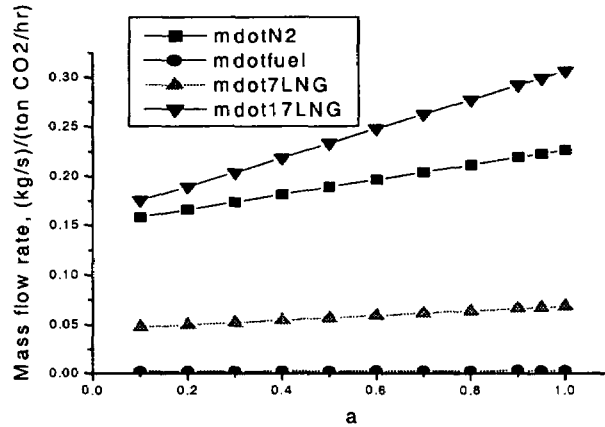


Fig. 15 Mass flow rate of LNG and N<sub>2</sub> (per ton of CO<sub>2</sub>) as a function of dry ice production rate, a.

### 3.4 기존사이클과 비교

상업적으로는 암모니아 냉각시스템을 도입할 때 고화탄산 1 ton/hr 생산 시 소요되는 동력은 대략 260 kW이다[11]. 이는 부대 장치(세정기, 탈황, 탈수기 등)를 고려한 동력이므로 같은 조건에서 비교하기 위해 이들을 무시하고 단순화하여 해석한 결과들[12,13]을 살펴보면 약 200kW의 동력이 소요됨을 알 수 있다. 본 연구에서 고화탄산 1 ton/hr 생산 시 최대출력조건에서 가스터빈이 작동될 때 주요결과는 다음의 Table 2와 같으며, LNG냉열 이용 시 소요동력은 기존의 소요동력의 50%이하임을 알 수 있다.

Table 2 Design parameter presented in this study.

Variable	CO <sub>2</sub> cycle		Gas turbine cycle						
	a	$\dot{m}_{17LNG}$	$r_P$	$w_{net}$	$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{CO_2}$	$\dot{m}_{N_2}$	$\dot{m}_f$	$\dot{m}_{7LNG}$	$\eta_{GT}$
Value	1.0	0.3064	19	306.06	69.3	0.2265	0.2507E-02	0.6815E-01	0.553



#### 4. 결론

에너지의 효율적인 이용에 대한 한 방안으로, LNG의 냉열을 이용한 액화/고화 탄산 제조시스템과 이의 동력원으로 LNG의 냉열과 발열량을 동시에 이용하는 폐회로 가스터빈의 조합 사이클을 설계하고 이를 해석하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) LNG의 냉열을 이용함으로써 (중전의 암모니아 냉동식에서 사용되던) 응축기 압력을 고압(26 bar)에서 저압(9 bar)로 낮출 수 있으므로 암모니아 냉동식보다 약 50% 이상 압축동력을 절감할 수 있으며, 설비의 경량화와 설비비를 절감할 수 있다.

(2) 고화탄산 생산비율에 따른 CO<sub>2</sub> 사이클 축의 열적 설계치(압축동력, 각 압축단 질량유량, 열교환기 입출구온도, 소요LNG의 양)에 대한 설계 맵을 제공하였다.

(3) 폐회로 가스터빈사이클 축의 압력비에 따른 작동특성(출력, 사이클 효율, 재생기와 압축기 입구 열교환기 입출구온도, 연료LNG 소요량, 냉열LNG 소요량)을 파악할 수 있었다.

(4) 최대출력조건에서 가스터빈을 설계할 때, 고화탄산 생산비율에 따른 연료LNG 소요량, 압축기 입구냉각용 LNG 소요량, CO<sub>2</sub> 사이클 축 응축기 LNG 소요량에 대한 설계 맵을 제공하였다.

본 연구결과는 LNG의 냉열을 이용한 이산화탄소 액화/고화 시스템의 설계기술의 기초자료로 또 유사 액화시스템에서의 활용이 기대된다.

#### 참고문헌

1. Wallis Max K., Lucas Nigel J.D., 1994, "Economic Global Warming Potentials", International Journal of Energy Research, Vol. 18, pp. 57-62.
2. Block, K. and Turkenburg W. C., 1994, "CO<sub>2</sub> Emission Reduction by Means of Industrial CHP in the Netherlands", Energy Convers. Mgmt, Vol 35, No. 4, pp.317-340.
3. Chakma, A., Mehrotra, A.K., Nielsen, B., 1995, "Comparison of Chemical Solvents for Mitigating CO<sub>2</sub> Emissions from Coal-fired Power Plants", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 2, pp. 231-240.
4. 송희중, 1985, LNG냉열발전 기술연구종합연구보고서, 한국전력공사 기술연구원.
5. 김창욱, 1993, 액화천연가스의 냉열을 이용한 동력사이클의 성능해석, 서울대학교 박사학위논문.
6. Lee, G. S., Chang, Y. S., Kim, M. S., and Ro, S. T., 1996, Thermodynamic analysis of extraction processes for the utilization of LNG cold energy, Cryogenics, Vol. 36, pp. 35-40.
7. G. S. Lee and S. T. Ro, 1998, Analysis of the liquefaction process of exhaust gases from underwater engine, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 1243-1262.
8. 김동섭 외 4인, 1999, 액화천연가스의 냉열을 이용한 가스터빈의 성능향상, 대한기계학회논문집B, 23권, 제5호, pp. 653-660.

9. 박준택, 1993, 액화탄산가스와 드라이아이스의 제조, 월간냉동공조기술 4월호, 103호, pp. 62- 67.
10. PROPATH Group, 1993, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties, Version 8.1.
11. Seifritz, W., 1993, The Terrestrial Storage of CO<sub>2</sub>-Dry Ice, Energy Convers. Mgmt, Vol. 34, No. 9-11, pp. 1121-1141.
12. 이근식, 2000, 3단압축 드라이아이스 제조 사이클의 압축동력과 엑서지 해석, 공기조화 냉동공학 논문집, 제12권, 제6호, pp. 550-560.
13. 이근식, 2000, 상부 암모니아 사이클로 냉각되는 드라이아이스 제조 사이클의 성능 예측, 공학연구논문집(울산대), 31권 제1호, pp. 15-26.